

列车通过时轨道结构振动分析*

管天保

雷晓燕

吴祖荣

(上海铁路局)

(建筑工程系)

(上海铁道学院)

摘 要

本文运用有限元法,建立了列车通过时轨道结构振动分析模型。该模型考虑轨道结构竖向和纵向振动效应,计及轨道结构的不平顺影响。模型的动力响应输出量是轮轨竖向接触力、钢轨纵向力、剪力、弯矩、挠度和加速度。作为应用实例,文章对普通列车和重载列车通过时轨道结构进行了振动分析。

关键词:铁路轨道;振动;轮轨相互作用

0 引 言

我国铁路未来发展的主要方向是重载和高速。随着列车轴重和速度的提高,轨道结构失效的控制因素主要是动力效应。理论计算和试验研究是分析轨道结构动力作用的两个主要研究手段。试验研究由于系统参数难以根据需要随意设置和控制,很难用来作为全面分析的主要手段,一般仅用于关键处计算结果的验证。随着现代计算机技术的发展和数值方法的利用,理论分析的功能日益增强,渐趋全面,精度和速度不断提高;另一方面,由于试验费用昂贵,难以大规模地进行,从而更显示了理论分析的重要性。

近几十年来,世界各国科学家在轨道动力学研究领域做了大量的工作,取得了许多可喜的成果^[1-5]国内学者在该领域也进行了许多探索^[6-9]提出了各式各样的计算模型和理论。这些模型大多局限于考虑局部作用,例如,只考虑一二节车辆甚至一个轮对的影响。列车对轨道结构的动力作用是互相有影响的,仅限于局部考虑是不全面的,必须计及整个列车对轨道结构的动力作用,这是我们进行这一研究工作的出发点。

1 基本假设与计算模型

本文考虑轨道结构竖向振动效应和纵向振动效应,并计及轨道结构的不平顺影响。为简化计算,略去横向力的作用。本研究采用以下基本假设:

本文于1994年2月19日收到

铁道部科技发展计划项目

(1) 机车和车辆悬挂系统簧上、簧下质量的点头振动和沉浮振动略去不计, 而将其质量集中在各个轮对上。由于不计点头和沉浮振动, 模型中可选取整个列车长度为计算对象;

(2) 将钢轨视为支承在弹性支座上的长梁, 梁与梁之间通过钢轨接头连接, 轨下垫层和枕下道床的支承弹性及阻尼分别用等效弹性系数 K_y 和阻尼系数 C_y 表示;

(3) 钢轨的纵向弹性和阻力分别用弹性支座和阻尼器描述, 相应的弹性系数和阻尼系数分别用 K_x , C_x 表示;

(4) 轨枕的质量作为集中质量处理, 施加于各支座节点上;

(5) 道床振动相对钢轨和轨枕较弱, 并且道床是散体结构物, 与轨枕间的逆向联系较弱, 可略去不计其影响;

(6) 两支座间的钢轨及钢轨接头简化成梁单元, 作为钢轨接头的梁单元采用较小的抗弯刚度。

影响轨道结构动力效应的主要是轮轨接触力、钢轨纵向力、剪力、弯矩、轨底应力、挠度及振动加速度, 这是本研究中考虑的重点。

列车通过时轨道结构振动分析模型如图 1 所示。

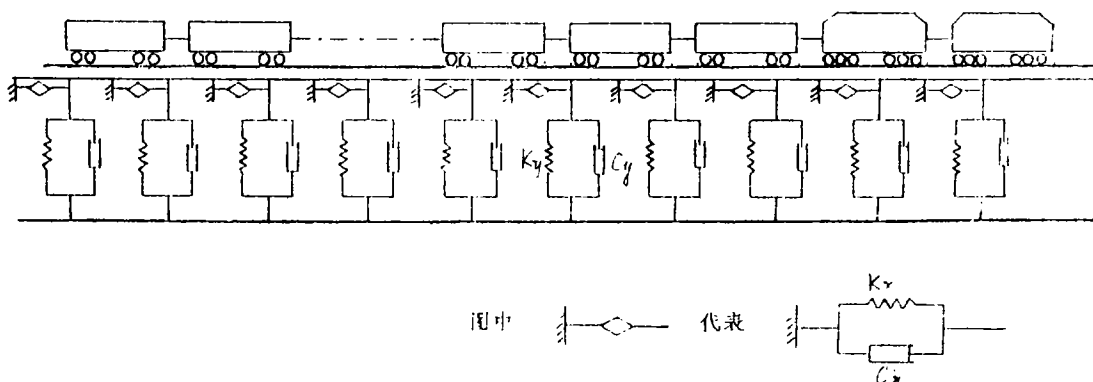


图 1 轨道结构振动分析模型

2 基本方程

由于轨道结构振动分析模型比较复杂, 采用变分形式的最小势能原理建立基本方程是一种简捷的方法。

轨道结构振动系统的总势能包括应变能、阻尼力势能、惯性力势能和外荷载所做的功, 即

$$\Pi = \Pi_e + \Pi_D + \Pi_m + \Pi_R \quad (1)$$

其中, Π 为系统的总势能; Π_e 为系统的应变能; Π_D 为系统的阻尼力势能; Π_m 为系统的惯性力势能; Π_R 为系统外荷载所做的功。

(1) 式的变分形式为

$$\delta \Pi = \delta \Pi_e + \delta \Pi_D + \delta \Pi_m + \delta \Pi_R \quad (2)$$

下面逐项给予介绍.

2.1 系统的应变能 Π .

系统的应变能包括梁单元的应变能, 竖向和纵向弹性支座的弹性能.

2.1.1 梁单元理论

将钢轨离散成如图 2 所示的梁单元, 梁单元的结点位移和节点力为

$$\begin{aligned}\{a\}^e &= \{u_1, v_1, \theta_1, u_2, v_2, \theta_2\}^T, \\ \{F\}^e &= \{U_1, V_1, M_1, U_2, V_2, M_2\}^T.\end{aligned}$$

梁单元的应变能为

$$\Pi_r^e = \frac{1}{2} \{a\}^T [K_r] \{a\}. \quad (3)$$

其中: $\{a\} = \sum_i \{a\}^i$, $[K_r] = \sum_i [K_r]^i$;

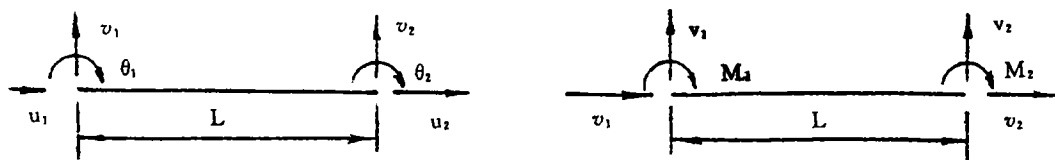


图 2 梁单元的结点位移和结点力

$[K_r]^e$ 为梁单元的单元刚度矩阵, 其显式形式为

$$[K_r]^e = \begin{bmatrix} \frac{EA}{l} & 0 & 0 & -\frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & -\frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} \\ \text{对} & \frac{4EI}{l} & 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} & \\ & & \frac{EA}{l} & 0 & 0 & \\ & & \text{称} & \frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} & \\ & & & & \frac{4EI}{l} & \end{bmatrix} \quad (4)$$

(3) 式的变分形式为

$$\delta \Pi_r^e = \{\delta a\}^T [K_r] \{a\}. \quad (5)$$

单元等效结点荷载向量的计算.

(1) 竖向集中荷载, 如图 3 (a) 所示.

$$\{R\}_v^e = \{0 \quad \frac{Gd^2}{l^3}(l+2c) - \frac{Gcd^2}{l^2} \quad 0 \quad \frac{Gc^2}{l^3}(l+2d) \quad \frac{Gc^2d}{l^2}\}^T. \quad (6)$$

(2) 平行集中荷载, 如图 3 (b) 所示.

$$\{R\}'_H = \left\{ \frac{Gd}{l} \quad 0 \quad 0 \quad \frac{Gc}{l} \quad 0 \quad 0 \right\}^T. \quad (7)$$

2.1.2 弹性支座弹性能的计算

为便于计算程序化, 弹性支座弹性能的计算在单元上进行, 如图4所示.

设弹性支座的弹性力与位移呈线性关系, 即

$$\{F_p\}' = [K_p]' \{a\}'. \quad (8)$$

其中: $\{F_p\}'$ 为单元弹性力向量; $[K_p]'$ 为弹性力系数矩阵.

$$[K_p]' = \begin{bmatrix} K_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & K_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & \text{对} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & K_x & 0 & 0 \\ & & & \text{称} & K_y & 0 \\ & & & & & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

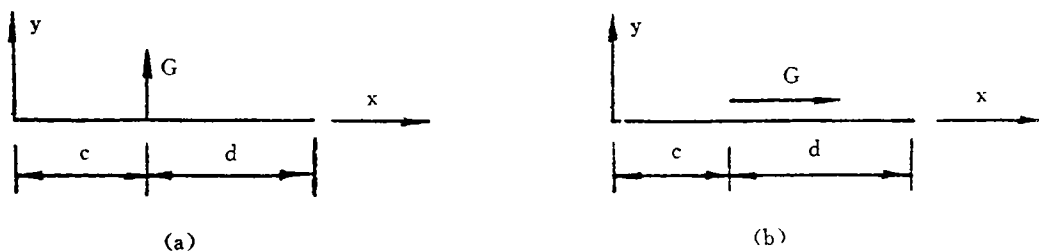


图3 竖向集中荷载与平行集中荷载

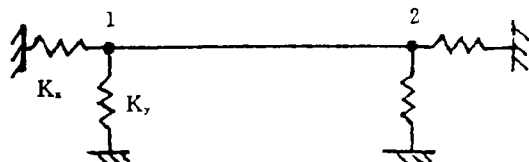


图4 作用在梁单元上的弹性支承

弹性支座的弹性能为

$$\Pi'_e = \sum_i (\{a\}')^T \{F_p\}', \quad (10)$$

将(8)代入上式, 经变分得

$$\delta \Pi'_e = \{\delta a\}'^T [K_p]' \{a\}', \quad (11)$$

由(5)、(11)两式得到系统应变能的变分为

$$\delta \Pi_r = \{\delta a\}^T [K] \{a\}, \quad (12)$$

$$\text{其中:} \quad [K] = [K_r] + [K_p] \quad (13)$$

2.2 系统的阻尼力势能

系统的阻尼力势能由梁单元钢轨阻尼和轨道结构的支承阻尼所组成.

2.2.1 钢轨阻尼

在实际分析中,精确地决定钢轨的阻尼是相当困难的,目前还缺乏这方面的测试数据.本文将钢轨阻尼表示成如下形式:

$$[C_r] = \alpha [M_r] + \beta [K_r], \quad (14)$$

这种阻尼称为比例阻尼.

钢轨的阻力势能可表示为

$$\Pi_D = \{a\}^T [C_r] \{\dot{a}\} \quad (15)$$

其中 $\{\dot{a}\}$ 为总结点速度矢量. 上式的变分形式为

$$\delta \Pi_D = \{\delta a\}^T [C_r] \{\dot{a}\}. \quad (16)$$

2.2.2 支承阻尼力势能

由支座、轨枕垫层和道碴阻力引起的势能称支承阻尼力势能. 为便于计算程序化, 支承阻尼力势能的计算也在单元水平上进行. 支承阻尼力势能可表示为

$$\Pi_D = \{a\}^T [C_p] \{\dot{a}\}. \quad (17)$$

其中 $[C_p]$ 为阻尼力矩阵, $[C_p] = \sum [C_p]$.

$$[C_p] = \begin{bmatrix} C_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & C_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & \text{对} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & C_x & 0 & 0 & 0 \\ & & \text{称} & C_y & 0 & 0 \\ & & & & & 0 \end{bmatrix}, \quad (18)$$

C_x , C_y 分别表示纵向和竖向支承阻尼系数. (17) 式的变分形式为

$$\delta \Pi_D = \{\delta a\}^T [C_p] \{\dot{a}\}. \quad (19)$$

由 (16), (19) 两式得到系统阻尼力势能的变分为

$$\delta \Pi_D = \{\delta a\}^T ([C_r] + [C_p]) \{\dot{a}\}. \quad (20)$$

2.3 系统惯性力势能

系统惯性力势能由钢轨、轨枕和轮对的势能组成.

2.3.1 钢轨的惯性力势能

根据梁单元理论, 钢轨的惯性力势能可表示为

$$\Pi_m = \sum \int_a \rho \{\dot{f}\}^T \{\dot{f}\} d\Omega, \quad (21)$$

其中 ρ 为钢轨的密度; $\{f\}$ 为钢轨梁单元内任意一点的位移. 引入插值函数, 将单元内任意一点的位移用单元结点位移表示, 则可得到 (21) 的变分形式为

$$\delta \Pi_m = \{\delta a\}^T [M_r] \{\dot{a}\}, \quad (22)$$

其中 $\{\ddot{a}\}$ 为总结点加速度矢量; $[M_r]$ 为钢轨质量矩阵, $[M_r] = \sum [M_r]^e$.

$$[M_r]^e = \frac{\rho A l}{420} \begin{bmatrix} 140 & 0 & 0 & 70 & 0 & 0 \\ & 156 & -22l & 0 & 54 & 13l \\ & \text{对} & 4l^2 & 0 & -13l & -3l^2 \\ & & & 140 & 0 & 0 \\ & & & \text{称} & 156 & 22l \\ & & & & & 4l^2 \end{bmatrix}, \quad (23)$$

式中 A 为钢轨的横截面面积, l 为梁单元的长度.

2.3.2 轨枕的惯性力势能

为了便于程序设计, 轨枕的惯性力势能也在单元水平上进行. 根据基本假设 (4), 轨枕的质量作为集中质量处理, 施加于各支座结点上.

轨枕惯性力势能可表示为

$$\Pi_{\text{枕}}^e = \{a\}^T [M_p] \{\bar{a}\}, \quad (24)$$

其中 $[M_p]$ 为轨枕质量矩阵, $[M_p] = \sum [M_p]^e$.

$$[M_p]^e = \begin{bmatrix} m_p & & & & 0 \\ & m_p & & & \\ & & 0 & & \\ & & & m_p & \\ 0 & & & & m_p \\ & 0 & & & & 0 \end{bmatrix}, \quad (25)$$

上式中, m_p 为轨枕质量.

(24) 式的变分形式为

$$\delta \Pi_{\text{枕}}^e = \{\delta a\}^T [M_p] \{\bar{a}\}. \quad (26)$$

2.3.3 轮对的惯性力势能

轮对在钢轨上的位置是随时间而变化的, 如图 5 所示. 轮对的惯性力势能可表示为

$$\Pi_{\text{轮}}^e = \sum_{j=1}^M (\{a\}^e)^T [M_w]^e \{\bar{a}\}^e, \quad (27)$$

其中 M 为轮对总数; $[M_w]^e$ 为单元轮对质量矩阵.

$$[M_w]^e = \begin{bmatrix} m_{11} & & & & 0 \\ & m_{11} & & & \\ & & 0 & & \\ & & & m_{22} & \\ 0 & & & & m_{22} \\ & 0 & & & & 0 \end{bmatrix}, \quad (28)$$

上式中:

$$m_{11} = (1 - \frac{x_j}{l})(m_w)_j; \quad m_{22} = \frac{x_j}{l}(m_w)_j,$$

$(m_w)_j$ 为第 j 个轮对的质量.

(27) 的变分形式为

$$\delta \Pi_w = \{\delta a\}^T [M_w] \{\ddot{a}\}. \quad (29)$$

由 (22)、(26)、(29) 三式得到系统惯性力势能的变分为

$$\delta \Pi_w = \{\delta a\}^T ([M_r] + [M_s] + [M_w]) \{\ddot{a}\}. \quad (30)$$

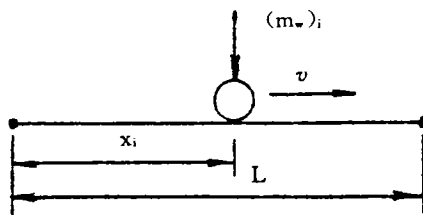


图 5 轮对在钢轨上的位置随时间而变

2.4 外荷载势能

外荷载包括轮对轴重、机车和车辆的制动力.

2.4.1 轮对轴重的势能

轮对轴重的势能可表示为

$$\Pi_R = - \sum_j^M \langle \{a\}^* \rangle^T \{R_w\}^*. \quad (31)$$

其中 $\{R_w\}^*$ 为轮对轴重产生的节点荷载.

$$\{R_w\}^* = \{0 \quad -(1 - \frac{x_j}{l})P_j \quad 0 \quad 0 - \frac{x_j P_j}{l} \quad 0\}^T \quad (32)$$

上式中 P_j 为第 j 个轮对轴重; x_j 为轮对在钢轨上的位置, 参见图 5.

(31) 式中变分形式为

$$\delta \Pi_R = - \{\delta a\}^T \{R_w\}, \quad (33)$$

其中: $\{R_w\} = \sum_j^M \{R_w\}^*.$

2.4.2 机车、车辆制动力势能

机车、车辆制动力谱如图 6 所示, 其中 t_i 为第 i 个轮对制动时间. 制动力作用在每一个轮对上, 其大小等于闸瓦摩擦系数乘以闸瓦压力, Δt_i 为制动力持续时间.

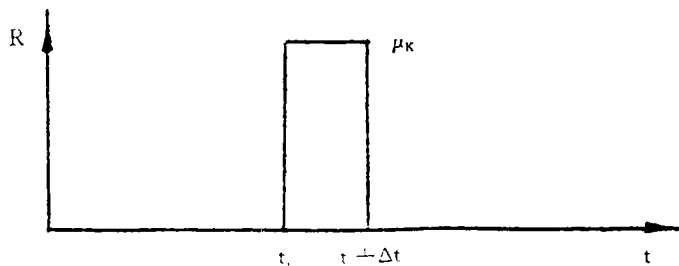


图 6 机车、车辆制动力谱

机车、车辆制动力势能为

$$\Pi_R^k = - \sum_j^M (\{a\}^*)^T \{R_k\}^*, \quad (34)$$

其中 $\{R_k\}^*$ 为由制动力产生的单元结点荷载。

$$\{R_k\}^* = \left(\left(1 - \frac{x_j}{l}\right) \mu K_j, \quad 0 \quad 0 \quad \frac{x_j}{l} \mu K_j, \quad 0 \quad 0 \right)^T. \quad (35)$$

(34) 式的变分形式为

$$\delta \Pi_R^k = - \{\delta a\}^T \{R_k\}, \quad (36)$$

其中: $\{R_k\} = \sum_j^M \{R_k\}^*$.

由 (33)、(36) 两式可得外荷载势能的变分为

$$\delta \Pi_R = - \{\delta a\}^T (\{R_w\} + \{R_k\}). \quad (37)$$

2.5 基本方程

将 (12)、(20)、(30)、(37) 四式代入 (2) 中, 则得到系统总势能的变分为

$$\delta \Pi = \{\delta a\}^T ([M]\{\dot{\bar{a}}\} + [C]\{\dot{\bar{a}}\} + [K]\{a\} - \{R\}), \quad (38)$$

其中 $[M]$ 为系统的质量矩阵; $[C]$ 为系统的阻尼矩阵; $[K]$ 为系统的刚度矩阵; $\{R\}$ 为系统的外荷载向量。

$$[K] = [K_r] + [K_p]; \quad [M] = [M_r] + [M_p] + [M_w];$$

$$[C] = [C_r] + [C_p]; \quad \{R\} = \{R_w\} + \{R_k\};$$

根据变分原理 $\delta \Pi = 0$, 则得到基本方程为

$$[M]\{\dot{\bar{a}}\} + [C]\{\dot{\bar{a}}\} + [K]\{a\} = \{R\}. \quad (39)$$

3 求解基本方程的数值方法

本文采用 Newmark 直接积分法求解轨道结构振动方程。Newmark 方法是一种无条件稳定的数值积分方法。在 Newmark 方法中, 采用下列假设

$$\{\dot{\bar{a}}_{i+\Delta t}\} = \{\dot{\bar{a}}_i\} + [(1 - \delta)\{\ddot{\bar{a}}_i\} + \delta\{\ddot{\bar{a}}_{i+\Delta t}\}]\Delta t; \quad (40)$$

$$\{a_{i+\Delta t}\} = \{a_i\} + \{\dot{\bar{a}}_i\}\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\{\ddot{\bar{a}}_i\} + \alpha\{\ddot{\bar{a}}_{i+\Delta t}\}\right]\Delta t^2, \quad (41)$$

其中 α 和 δ 是按积分精度和稳定性而决定的参数, 当满足

$$\delta \geq 0.5; \quad \alpha \geq \frac{1}{4}(0.5 + \delta)^2$$

时, 计算是无条件稳定的。

利用 Newmark 方法逐步求解运动方程的算法步骤如下:

A. 初始计算

(1) 形成刚度矩阵 $[K]$, 质量矩阵 $[M]$ 和阻尼矩阵 $[C]$;

(2) 给定 $\{a_0\}$, $\{\dot{\bar{a}}_0\}$ 和 $\{\ddot{\bar{a}}_0\}$ 或由 $\{a_0\}$ 、 $\{\dot{\bar{a}}_0\}$ 通过基本方程计算出 $\{\ddot{\bar{a}}_0\}$;

(3) 选择时间步长、参数 α 和 δ , 并计算下列积分常数

$$C_0 = \frac{1}{\alpha \Delta t^2}; \quad C_1 = \frac{\delta}{\alpha \Delta t}; \quad C_2 = \frac{1}{\alpha \Delta t}; \quad C_3 = \frac{1}{2\alpha} - 1;$$

$$C_4 = -\frac{\delta}{\alpha} - 1; \quad C_5 = -\frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right); \quad C_6 = \Delta t (1 - \delta); \quad C_7 = \delta \Delta t.$$

B 对于每一时间步长

(1) 形成有效刚度矩阵 $[\dot{K}]$, $[\dot{K}] = [K] + C_0 [M] + C_1 [C]$.

(2) 三角分解 $[\dot{K}]$, $[\dot{K}] = [L] [D] [L]^T$.

(3) 计算时间 $t + \Delta t$ 的有效载荷

$$\{R_{t+\Delta t}\} = \{R_{t+\Delta t}\} + [M] (C_0 \{a_t\} + C_2 \{\dot{a}_t\} + C_3 \{\ddot{a}_t\})$$

$$+ [C] (C_1 \{a_t\} + C_4 \{\dot{a}_t\} + C_5 \{\ddot{a}_t\}).$$

(4) 求解时间 $t + \Delta t$ 的位移

$$[L] [D] [L]^T \{a_{t+\Delta t}\} = \{R_{t+\Delta t}\}.$$

(5) 计算时间 $t + \Delta t$ 的加速度和速度

$$\{\ddot{a}_{t+\Delta t}\} = C_0 (\{a_{t+\Delta t}\} - \{a_t\}) - C_2 \{\dot{a}_t\} - C_3 \{\ddot{a}_t\},$$

$$\{\dot{a}_{t+\Delta t}\} = \{\dot{a}_t\} + C_6 \{\ddot{a}_t\} + C_7 \{\ddot{a}_{t+\Delta t}\}.$$

(6) 计算单元结点内力

$$F_{t+\Delta t} = [M]^e \{\ddot{a}_{t+\Delta t}\}^e + [C]^e \{\dot{a}_{t+\Delta t}\}^e + [K]^e \{a_{t+\Delta t}\}^e - \{R_{t+\Delta t}\}^e.$$

(7) 判断计算是否结束, 若未结束, 转步骤 (1) 进行下一时步的计算.

从 Newmark 方法循环求解式可见, 有效刚度矩阵 $[\dot{K}]$ 中包含了 $[K]$, 一般情况下 $[K]$ 总是非对角矩阵, 因此在求解 $\{a_{t+\Delta t}\}$ 时, $[\dot{K}]$ 的求逆是必须的.

当 $\delta \geq 0.5$, $\alpha \geq 0.25 (0.5 + \delta)^2$ 时, Newmark 方法是无条件稳定的, 即时间步长 Δt 的大小可不影响解的稳定性. 此时 Δt 的选择主要根据解的精度确定, 具体说可根据对结构响应有主要贡献的若干基本振型的周期来确定. 例如, Δt 可选择为 T_i (对应若干基本振型周期中的最小者) 的若干分之一. 一般说 T_i 比结构系统的最小振动周期 T_n 大得多. 所以无条件稳定的隐式算法以 $[\dot{K}]$ 求逆为代价换得了比有条件稳定的显式算法可以采用大得多的时间步长 Δt , 而且采用较大的 Δt 还可滤掉高阶不精确特征解对系统响应的影响.

4 列车通过时轨道结构振动分析

对上述理论, 我们编制了计算程序, 并利用具有解析解的算例对程序进行了考核.

作为应用实例, 分别对重载列车和非重载列车通过时轨道结构进行了动力分析.

重载列车的计算模型如图 7 所示, 列车编组情况为 2 台 ND5 内燃机车, 牵挂 60 节 C₆₂ 车辆. 为简化计算, 牵挂车辆数按 10:1 缩减, 也即取 2 台 ND5+6 节 C₆₂ 为计算模型.

线路为 60kg/m 无缝钢轨, 每公里轨枕根数 1760 根. 计算参数为: 钢轨截面积 $A = 0.7708 \times 10^{-2} \text{m}^2$; 惯性矩 $I = 0.3203 \times 10^{-4} \text{m}^4$; 弹性模量 $E = 2.1 \times 10^{11} \text{N/m}^2$; $W_x = 3.389 \times 10^{-4} \text{m}^3$; $W_y = 3.931 \times 10^{-4} \text{m}^3$; 钢轨密度 $\rho = 7.83 \times 10^3 \text{kg/m}^3$; 钢轨支承弹性系数 $K_x = K_y = 1.5 \times 10^7 \text{N/m}$; 混凝土轨枕质量 $M_p = 250 \text{kg}$; 轨道阻尼系数 $C_x = C_y = 92 \times 10^3 \text{N} \cdot \text{S/m}$. 线路计算长

度 $l=125.4\text{m}$ ；时间步长 $\Delta t=0.0025$ ；比例阻尼系数 $\alpha=\beta=0.002$ 。Newmark 数值积分法中的参数取为 $\delta=0.25$ ， $\gamma=0.5$ ，列车运行速度 $v=60\text{km/h}$ 。

非重载列车的计算模型如图 8 所示。列车编组情况为 1 台 ND5 内燃机车，牵挂 50 节 C_{62} 车辆。计算中，仿重载列车情况，牵挂车辆按 10 : 1 缩减，即，取 1 台 ND5+5 节 C_{62} 作为非重载列车计算模型。其线路条件和计算参数同重载列车情况下的参数。

计算中将钢轨划分成 220 个单元，221 个节点，自由度数为 663。

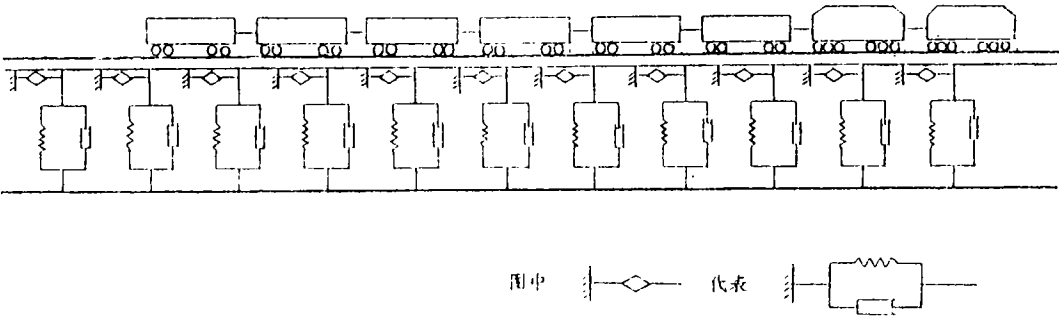


图 7 重载列车下轨道结构计算模型

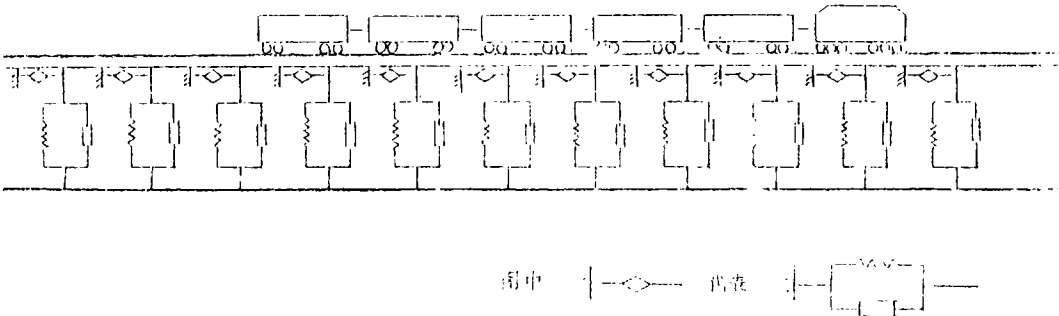


图 8 普通列车下轨道结构计算模型

为简化计算，本文只考虑重载列车和非重载列车通过时轨道结构的竖向振动情况，制动力的作用将在另一文中给出。重载列车和非重载列车对轨道结构的竖向振动曲线见图 9 和图 10。其中 (a)、(b)、(c)、(d)、(e) 分别表示 $x=45.6\text{m}$ 处钢轨随列车运行而得到的竖向轮载动压力、竖向挠度、竖向振动加速度、弯矩和剪力。

对比重载列车和普通列车的振动曲线，可以看到：

- (1) 重载列车和普通列车对轨道结构产生的竖向振动效应相差不大，最大挠度、最大竖向振动加速度、最大竖向轮对动压力以及最大弯矩和剪力都十分接近；
- (2) 在不计轨道不平顺的情况下，轮对动压力系数约为 1.05~1.10；
- (3) 发生最大振动加速度、最大弯矩和最大剪力的部位为机车与车辆连接处；

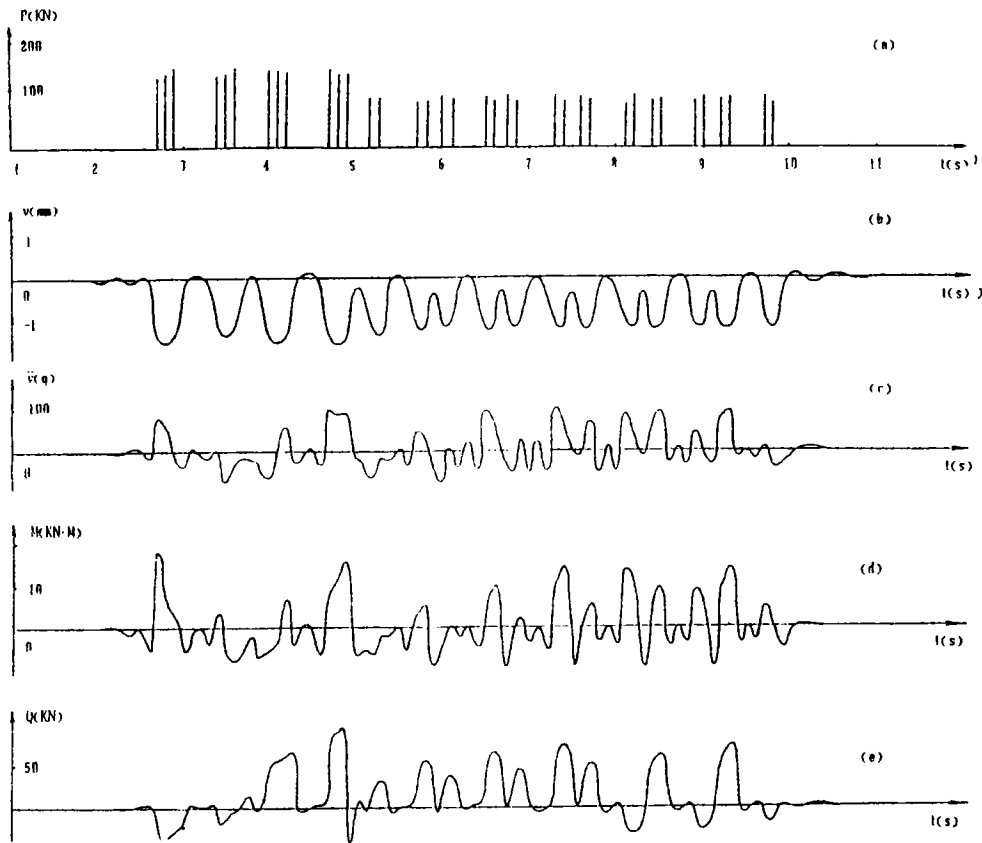


图 9 重载列车振动曲线

(a) 竖向轮对动压力; (b) 竖向挠度; (c) 竖向振动加速度;
(d) 弯矩; (e) 剪力。

(4) 重载列车对轨道结构影响的持续时间大于普通列车, 即出现峰值的频率比普通列车高, 且车辆部分也将产生较大的振动加速度、弯矩和剪力, 其作用是不可忽视的;

(5) 重载列车引起钢轨最大弯矩为 $18\text{KN} \cdot \text{m}$, 最大剪力为 90KN , 均在容许范围内。

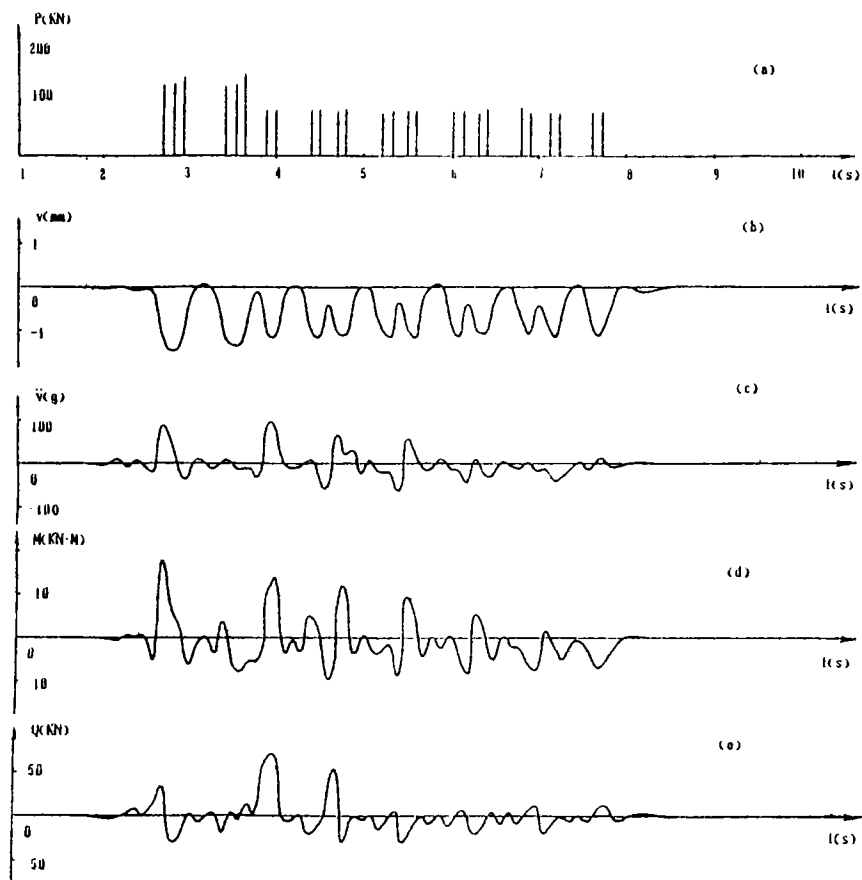


图10 普通列车振动曲线

(a) 竖向轮对动压力；(b) 竖向挠度；(c) 竖向振动加速度；
(d) 弯矩； (e) 剪力。

参 考 文 献

- [1] Timoshenko, S. P., Method of Analysis of statical and Dynamic Stresses in Rail, The collected Papers of Stephen P. Timoshenko, McGraw-Hill, 1953.
- [2] Kennedy, J. T., Jr., Steady-State Vibrations of Beams on Elastic Foudation for Moving Load, Journal of Applied Mechanics, 1954.
- [3] Meacham, H. C. et al, Studies for Rail Vehicle Track Structures, Department of Transportation (FRA) Report No. FRA-RT-71-45, 1970
- [4] Jenkins, H. H., et al, The effect of Track and Vehicle parameters On Wheel/Rail Vertical Dynamic Forces, Railway Engineering Journal, pp. 2-26, 1974
- [5] A. D. Kerr. 轨道力学及轨道工程. 北京: 中国铁道出版社, 1981
- [6] 陈道兴. 轮轨非平稳随机振动理论及其在钢轨螺孔疲劳裂损研究中的应用: [学位论文]. 北京: 铁道部科学研究院, 1991
- [7] 董大坝主编. 铁路轨道. 北京: 中国铁道出版社, 1990

Vibration Analysis of Rail Truck for Moving Trains

Guan Tianbao Lei Xiaoyan Wu Zurong

ABSTRACT

Using finite element method, a model of rail truck vibration analysis for moving trains is established in this paper. This model takes into account vertical and longitudinal vibration effects, as well as unsmooth behavior of rail line. The outputs for dynamic response are vertical wheel/rail interaction force, shear force, moment, deflection and acceleration in rail truck. As an application example, vibration analysis for moving normal trains and heavy trains are given.

Key words: Rail truck; Vibration; Wheel/Rail interaction